

ВЛИЯНИЕ ТРЕНИЯ В СОЕДИНЕНИИ РОЛИК–КУЛАЧОК НА ГЕОМЕТРИЮ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Р.В. Амбарцумянц. **Вплив тертя у з'єднанні ролик-кулачок на геометрію кулачкових механізмів.** Встановлено, що тертя у парі ролик-кулачок істотно впливає на кут тиску, який визначає роботоспроможність кулачкових механізмів. Одержано необхідні рівняння для визначення кута тиску з урахуванням втрат на тертя за умови рівності потужностей. Проведено порівняльний аналіз конструктивного виконання пари ролик-кулачок і розроблено рекомендації щодо вибору кращої конструкції.

Р.В. Амбарцумянц. **Влияние трения в соединении ролик-кулачок на геометрию кулачковых механизмов.** Установлено, что трение в паре ролик-кулачок существенно влияет на угол давления, который предопределяет работоспособность кулачковых механизмов. Получены необходимые уравнения для определения угла давления с учетом потерь на трение, исходя из условия равенства мощностей. Проведен сравнительный анализ конструктивного выполнения пары ролик-кулачок и разработаны рекомендации для выбора лучшей конструкции.

R.V. Ambartsumyants. **Influence of friction in the roller-cam joint on cam mechanisms geometry.** It has been found that friction in the roller-cam couple has an important influence on the pressure angle, which predetermines the working capacity of cam mechanisms. Necessary equations have been obtained for determining the pressure angle taking into account losses for friction, proceeding from conditions of powers equality. The comparative analysis of constructive performance of roller-cam couple has been conducted and the recommendations for the best design choice have been worked out.

Кулачковые механизмы, обладая широким функциональным свойством, нашли широкое применение в различных рабочих машинах [1...3]. Особо широко они применяются в машинах-автоматах пищевой, текстильной, легкой, типографической отраслей промышленности. С помощью таких механизмов легко реализуется согласованное движение различных рабочих органов, работающих над одним и тем же объектом.

При проектировании кулачковых механизмов, наряду с заданием или выбором закона движения рабочего органа, вводятся также ограничения на угол давления на рабочем органе (выходное звено). Угол давления характеризует динамические свойства кулачковых механизмов, в частности, доли, затраченной на полезную работу мощности. Именно это условие и ставится в основу при определении основных геометрических размеров кулачковых механизмов [1, 2].

В существующей технической и учебной литературе значения угла давления в роликовых кулачковых механизмах с поступательно движущимся толкателем и коромыслом определяют исходя только из геометрических соображений. Представляется, что такой подход не совсем корректен, тем более, что при определении значимости угла давления оперируют мощностью, развиваемой на ведомом звене кулачкового механизма [3].

Предлагается другой подход определения угла давления, позволяющий учитывать потери на трение в паре ролик-кулачок.

На рис. 1 представлена схема кулачкового механизма с роликовым толкателем, где обозначены: 1 — кулачок, 2 — толкатель, 3 — ролик. Сила давления кулачка на ролик $\vec{F}_{12} = -\vec{F}_{21}$, проходящая через центр ролика A и направленная по нормали mn , перпендикулярной к касательной tt , проведенной в точке касания A ролика с профилем кулачка, образует угол α (угол давления) со скоростью \vec{V}_T толкателя.

Учет потерь на трение приводит к отклонению усилия \vec{F}_{12} от нормали в сторону увеличения угла между нею и скоростью толкателя \vec{V}_T . Если угол между этими векторами ϑ , то мощность, развиваемая силой \vec{F}_{12} на толкателе,

$$P_2 = F_{12} V_T \cos \vartheta = F_{12} S' \omega_1 \cos \vartheta, \quad (1)$$

где \vec{V}_T — скорость толкателя;

S' — аналог линейной скорости толкателя;

ω_1 — угловая скорость кулачка.

Если кратчайшее расстояние от точки O до линии действия силы \vec{F}_{12} обозначить h , то мощность, развиваемая силой $\vec{F}_{12} = -\vec{F}_{21}$ относительно оси вращения кулачка,

$$P_1 = F_{21} h \omega_1. \quad (2)$$

Если обозначить через (OP) , отрезок, перпендикулярный к линии перемещения толкателя, то легко заметить, что угол между этим отрезком и отрезком h есть угол ϑ . В таком случае

$$h = (OP) \cos \vartheta. \quad (3)$$

С учетом (3) выражение (2) принимает вид

$$P_1 = F_{21} (OP) \omega_1 \cos \vartheta. \quad (4)$$

Если коэффициент полезного действия между кулачком и роликом η , то учет выражений (2) и (4) приводит к зависимостям:

$$P_1 \eta = P_2 \text{ или } F_{21} \eta (OP) \omega_1 \cos \vartheta = F_{12} S' \omega_1 \cos \vartheta. \text{ Отсюда } \eta (OP) = S' \text{ или}$$

$$(OP) = \frac{S'}{\eta}. \quad (5)$$

Из прямоугольного треугольника A_0AP , учитывая что центр вращения кулачка O может находиться как слева, так и справа от линии перемещения толкателя, можно записать

$$\operatorname{tg} \vartheta = \frac{(OP) \pm e}{A_0A} = \frac{S'/\eta + e}{A_0A_1 + A_1A} = \frac{S' \pm e\eta}{\eta \left(S + \sqrt{r_0^2 - e^2} \right)}, \quad (6)$$

где S — перемещение толкателя;

r_0 — минимальный радиус центрального профиля кулачка.

В выражение (6) знак “+” соответствует расположению толкателя левее от центра вращения кулачка, а знак “-” — правее от центра вращения кулачка.

При геометрическом синтезе кулачковых механизмов с роликовым толкателем строят функциональную зависимость $S=S(S')$ [2]. С помощью этой зависимости определяют область возможных положений центра вращений кулачка, при котором обеспечивается неравенство

$$\vartheta \leq [\vartheta], \quad (7)$$

где $[\vartheta]$ — допустимое значение угла давления для данного типа кулачкового механизма.

Как видно из рисунка 1, положение центра вращения кулачка от линии действия силы \vec{F}_{12} определяется отрезком $OP = S'/\eta$. Следовательно, для определения области возможных поло-

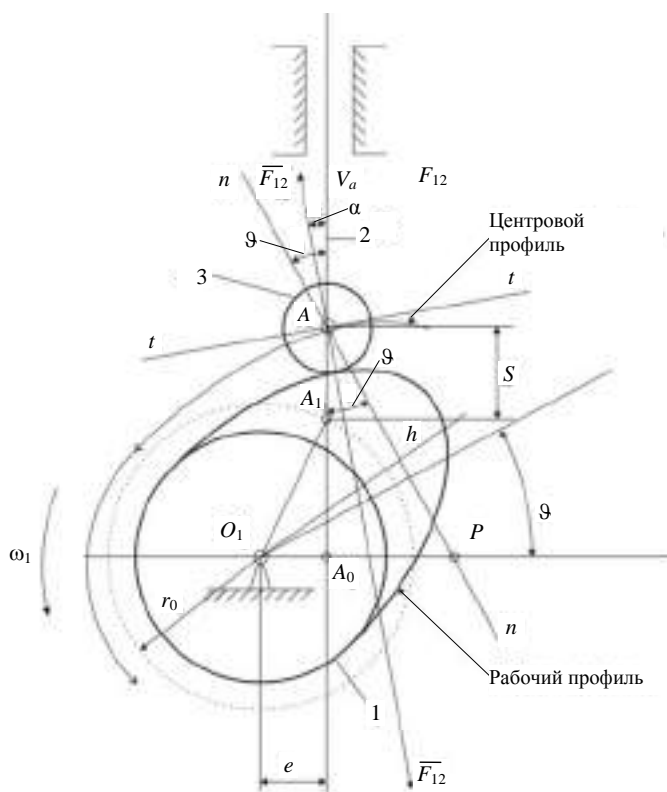


Рис. 1. Схема кулачкового механизма с роликовым толкателем

жений центра вращения кулачка необходимо построить функциональную зависимость $S = S\left(\frac{1}{\eta} S'\right)$.

Зависимость (6) показывает, что учет потери на трение увеличивает значение угла давления, что в свою очередь, если требуется выполнение неравенства (7), приводит к увеличению минимального радиуса кулачка, и, следовательно, габаритных размеров кулачка.

Поскольку в настоящее время широко используются законы движения ведомых звеньев кулачковых механизмов в безразмерных величинах, то, принимая во внимание зависимости $S = \xi S_{\max}$ и $S' = \delta S_{\max} / \varphi_{\Pi}$, выражение (6) можно представить в виде

$$\vartheta = \operatorname{arctg} \frac{(\delta S_{\max} / \varphi_{\Pi} \pm \eta e)}{(\xi S_{\max} + \sqrt{r_0^2 - e^2}) \eta}, \quad (8)$$

где S_{\max} — максимальный ход толкателя;

ξ — безразмерный коэффициент пути;

δ — безразмерный коэффициент скорости;

$\varphi_{\Pi} \begin{cases} \varphi_{\Pi} \\ \varphi_0 \end{cases}$ — угол поворота кулачка, соответствующий рассматриваемому периоду движения толкателя.

Для численной оценки влияния потерь на трение в паре ролик–кулачок на минимальный радиус кулачка рассмотрены варианты:

— ролик с толкателем образуют вращательную кинематическую пару с помощью подшипника скольжения. В этом случае общий коэффициент полезного действия между кулачком и толкателем определяется выражением

$$\eta_1 = (\eta_{32})_C (\eta_{13})_C (\eta_{12})_K, \quad (9)$$

где $(\eta_{32})_C$ — коэффициент полезного действия в паре подшипник скольжения–толкатель;

$(\eta_{13})_C$ — коэффициент полезного действия скольжения в паре ролик–кулачок;

$(\eta_{12})_K$ — коэффициент полезного действия качения ролик–кулачок.

— ролик с толкателем соединен посредством подшипника качения. Тогда

$$\eta_2 = (\eta_{32})_K (\eta_{13})_C (\eta_{12})_K, \quad (10)$$

где $(\eta_{32})_K$ — коэффициент полезного действия подшипника качения.

Сравнение выражений (8) и (9) показывает $\frac{\eta_1}{\eta_2} = \frac{(\eta_{32})_C}{(\eta_{32})_K} < 1$, так как $(\eta_{32})_C < (\eta_{32})_K$.

Следовательно, для уменьшения габаритных размеров кулачка при условии выполнения неравенства (7) необходимо уменьшить потери на трение ролик–толкатель. Этого можно добиться, если в паре ролик–кулачок использовать подшипник качения. Если диаметр подшипника качения не удовлетворяет условию отсутствия заострения или самопересечения рабочего профиля кулачка, то можно использовать игольчатые подшипники.

Предложенный способ можно использовать также для определения угла давления в коромысловом кулачковом механизме (рис. 2), где обозначены: 1 — кулачок, 2 — коромысло, 3 — ролик, tt — касательная прямая в точке контакта ролика с кулачком, nn — нормаль к профилю кулачка, проходящая через центр ролика A .

Если силу трения в паре ролик–кулачок не учитывать, то давление от кулачка к ролику действует по нормали nn и углом давления является угол α , если же учитывать силы трения, то, как и в первом случае, сила \bar{F}_{12} отклоняется от нормали в сторону увеличения угла α . В таком случае угол ϑ между вектором \bar{F}_{12} и \bar{V}_A и есть угол давления, учитывающий трение в паре ролик–кулачок.

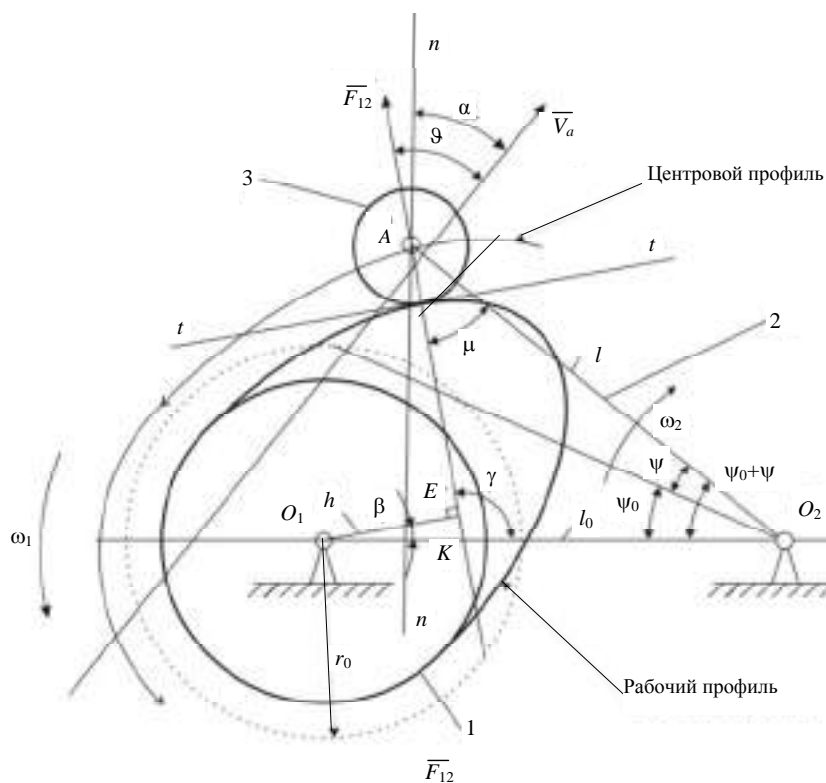


Рис. 2. Схема коромыслового кулачкового механизма

Линия действия силы \bar{F}_{12} пересекается с линией центров (O_1O_2) в точке K , а отрезок (O_1K), перпендикулярный прямой nt , является кратчайшим расстоянием силы \bar{F}_{12} от точки O_1 .

Мощность, развиваемая силой \bar{F}_{12} на коромысле,

$$P_2 = F_{12} V_A = F_{12} l \varphi' \omega_1 \cos \vartheta, \quad (11)$$

где l — длина коромысла;
 ω_1 — угловая скорость кулачка;
 φ' — аналог угловой скорости коромысла.

Мощность, развиваемая силой \bar{F}_{12} на валу кулачка,

$$P_1 = F_{12} h \omega_1, \quad (12)$$

где $h = (O_1K)$ — плечо силы $\bar{F}_{12} = -\bar{F}_{21}$ относительно центра вращения кулачка.

Величину h можно определить из треугольника AO_2K , углы которого взаимосвязаны зависимостями

$$\mu = 90 - \vartheta, \quad \gamma = 90 + \vartheta - (\psi + \psi_0), \quad (13)$$

где ψ — текущее значение угла поворота коромысла;
 ψ_0 — угол, определяющий нижнее крайнее положение коромысла.

Для треугольника AO_2K можно записать $\frac{l}{\sin \gamma} = \frac{O_2K}{\sin \mu}$.

Принимая во внимание зависимости (13), последнее выражение принимает вид

$$O_2K = \frac{\cos \vartheta}{\cos [\vartheta - (\psi + \psi_0)]} l. \quad (14)$$

Из рисунка 2 следует, что $\gamma = \beta + 90$, следовательно,

$$\beta = \gamma - 90 = \vartheta - (\psi + \psi_0). \quad (15)$$

Принимая во внимание зависимость (15), рассматривая треугольника O_1EK , можно записать

$$O_1E = h = (O_1K) \cos \beta = (l_0 - O_2K) \cos[\vartheta - (\psi + \psi_0)]. \quad (16)$$

Если коэффициент полезного действия в паре ролик-кулачок обозначить через η , то справедливо равенство мощностей $P_1\eta = P_2$. Учитывая зависимости (11) и (12), а также знаки аналога угловой скорости, равенство мощностей принимает вид

$$\pm \psi' l \cos \vartheta = \eta \left(l_0 - \frac{\cos \vartheta}{\cos[\vartheta - (\psi + \psi_0)]} l \right) \cos[\vartheta - (\psi + \psi_0)], \quad (17)$$

где l_0 — межцентровое расстояние (O_1O_2).

После преобразования, обозначив $\lambda = l/l_0$, выражение (17), принимает вид

$$\frac{(\pm \psi') l \cos \vartheta}{\eta} = l_0 \cos[\vartheta - (\psi + \psi_0)] - l \cos \vartheta, \text{ или } \frac{\lambda(\pm \psi' + 1)}{\eta} = \cos(\psi + \psi_0) + \operatorname{tg} \vartheta \sin(\psi + \psi_0).$$

Отсюда для угла давления можно получить

$$\operatorname{tg} \vartheta = \frac{\lambda(\pm \psi' + 1)}{\eta \sin(\psi + \psi_0)} - \cos(\psi + \psi_0). \quad (18)$$

Если в выражении (18) принимать $\eta=1$, то можно перейти к известной формуле определения угла давления [1] без учета потерь на трение.

Полученные зависимости позволяют заключить, что потери на трение приводят к увеличению угла давления в роликовых кулачковых механизмах, что, в свою очередь, приводит к увеличению их геометрических размеров. Следовательно, при конструировании пары ролик-кулачок необходимо создавать условия, уменьшающие потери в такой паре.

Литература

1. Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин: учеб. для вузов / И.И. Артоболевский. — 4-е изд. — М.: Наука, 1988. — 640с.
2. Кожевников, С.Н. Теория механизмов и машин: учеб. пособие для студентов вузов / С.Н. Кожевников. — М.: Машиностроение, 1969. — 584с.
3. Левитский, Н.И. Теория механизмов и машин: учеб. пособие для ун-тов / Н.И. Левитский. — М.: Наука, 1989. — 564с.

Рецензент д-р техн. наук, проф. Одес. нац. акад. пищевых технологий Гросул Л.И.

Поступила в редакцию 11 марта 2010 г.